

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh paletového zvedáku za traktor

Design Concept of the Tractor Pallet Jack

Student:

Michal Palička

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2013

Zadání bakalářské práce

Student: **Michal Palička**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení
Téma: **Konstrukční návrh paletového zvedáku za traktor**
Design Concept of the Tractor Pallet Jack

Zásady pro vypracování:

Navrhnete konstrukci paletového zvedáku za traktor, pomocí kterého by bylo možné převážet palety ve dvou patrech. Maximální zdvih zvedáku je dva metry a nosnost jedna tuna. Zpracujte rešerši stávajícího stavu a konvenčně používaných řešení. Navrhnete variantní řešení a provedte konstrukční návrh vybrané varianty. Kontrolními výpočty ověřte správnost návrhu. Zpracujte výkresovou dokumentaci (upřesní vedoucí práce).

Seznam doporučené odborné literatury:

KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8
KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8
LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Úvaly: Albra-pedagogické nakladatelství, 2003, ISBN 80-86490-74-2

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě:

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB–TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB–TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB–TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB–TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB–TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB–TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Michal Palička

Adresa trvalého pobytu autora práce: Josefská 23, Opava

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PALIČKA, M.: *Paletový zvedák za traktor*. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování - 340, Fakulta strojní VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2013. 45s. Bakalářská práce, vedoucí: Kubín, T.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem paletového zvedáku za traktor. Jedná se o zvedák „dvoupatrový“. Je tedy schopen přemístit dvě palety s nákladem najednou (nad sebou), dohromady nepřesahující okamžitou hmotnost 1 t. Zvedání je zajištěno hydraulickým válcem. Tlakový olej je do válce přiváděn tlakovými hadicemi s rychlospojkami z čerpadla traktoru. Zvedák budou moci využívat traktory vybaveny zadním třibodovým závěsem ISO 730/1N. Najde uplatnění např. u soukromých zemědělců k ušetření pracovního času i pohonných hmot.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

PALIČKA, M.: *Tractor Pallet Jack*. Ostrava: Department of Production Machines and Design - 340, Faculty of Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2013. 45p. Bachelor thesis, head: Kubín, T.

This bachelor thesis deals with constructional project of double storey tractor pallet jack, which is able to move two loaded pallets at one time (one above another) to the weight not exceeding 1 tonne. Lifting is provided by hydraulic cylinder. Compressive oil is piped by compressive tubes with quick couplings to the cylinder from the tractor pump. The tractor jack can be used by tractors which are equipped with rear three-point suspension ISO 730/1N. It could be applied in private agronomy in purpose of saving time and fuels.

OBSAH

ÚVOD	8
1 REŠERŠE	9
1.1 Zařízení stejného účelu	9
1.2 Manipulovatelné objekty	13
1.3 Zařazení paletového zvedáku za traktor	15
2 KONSTRUKCE ZVEDÁKU	16
2.1 Variantní řešení funkcí	16
2.2 Princip	18
2.3 Návrh a konstrukce rámu stroje	19
2.4 Uchycení k traktoru	19
2.5 Nosné vidle	20
2.6 Řetěz	23
2.7 Pohon zdvihu	24
3 VÝPOČTOVÁ ČÁST	26
3.1 Kontrola svarových spojů	26
3.2 Kontrola čepů	30
3.3 Kontrola šroubů	35
3.4 Kontrola konstrukce horních vidlí	36
4 USTAVENÍ A ÚDRŽBA STROJE	40
4.1 Ustavení stroje	40
4.2 Údržba stroje	40
5 ZÁVĚR	41
6 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	42
7 SEZNAM PŘÍLOH	44

SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

F	síla	[N]
J_x	kvadratický moment	[mm ⁴]
M_o	ohybový moment	[N·mm]
R	součinitel asymetrie cyklu	[-]
R_e	mez kluzu	[MPa]
S	plocha	[mm ²]
W_o	průřezová charakteristika v ohybu	[mm ³]
a	výpočtová tloušťka koutového svaru	[mm]
b	šířka	[mm]
d	průměr	[mm]
g	gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
h	výška	[mm]
k	součinitel bezpečnosti	[-]
l	délka	[mm]
m	hmotnost	[kg]
p	tlak	[MPa]
t	tloušťka	[mm]
z	rozměr koutového svaru	[mm]
β	součinitel velikosti svaru	[-]
σ	napětí	[MPa]
τ	napětí	[MPa]
ψ	požadované těsnost spoje	[-]
ϕ	součinitel snížení meze únavy	[-]

ÚVOD

Ve své bakalářské práci se budu zabývat řešením konstrukčního návrhu paletového zvedáku za traktor. Tohle téma mě zaujalo, když jsem řešil problém úspory času a paliva při převážení palet s náklady z místa A do místa B obdobným paletovým zvedákem za traktor. Museli jsme vykonat několik cest. Následující konstrukční návrh by měl tento počet zredukovat na polovinu.

Zabýval jsem se konstrukcí rámu, vidlí a připojením k traktoru. Paletový zvedák musí být schopen převézt dvě naložené transportní europalety najednou. Navrhuji „dvouvidlový“ vysoko zdvih určený traktorům o minimální zvedací síle na konci spodních táhel 20 kN a minimálním pracovním tlaku v hydraulice 12 MPa. Vysoko zdvih je připojen k traktoru třibodovým závěsem ISO 730/1N, který zajišťuje zdvih spodních vidlí a nakládání celého zvedáku. Ovládání horních vidlí je zajištěno přímočarým hydraulickým válcem, připojeným k traktoru tlakovými hadicemi s rychlospojkami.

Zvedák je určen:

- pro převážení dvou europalet najednou o libovolném nákladu nepřevyšujícím dovolené rozměry
- k manipulaci nejen s europaletami, ale např. s bednami, klecemi, pytli (vaky), či jinými břemeny
- pro náklad nepřevyšující celkovou hmotnost 1000 kg (2x500 kg)

Cíle bakalářské práce

- vypracovat rešerši konvenčně používaných řešení
- navrhnout konstrukci paletového zvedáku za traktor schopného převážet palety ve dvou patrech
- navrhnout variantní řešení
- provést konstrukci vybrané varianty
- zpracovat výkresovou dokumentaci
- výpočty ověřit správnost návrhu

1 REŠERŠE

1.1 Zařízení stejného účelu

Člověk si již od počátků své existence pomáhal nějakými vynálezy, protože zjistil, že dělat vše ručně je v některých případech velice pracné a časově náročné. Celá lidská společnost se postupem času automatizovala a s ní přišly i vynálezy strojů. Nahrazením ruční a fyzické práce prací stroje dochází k mechanizaci. Proto je i zdvihání břemen nahrazeno prací stroje, bez které si dnešní pohodlný život jen těžko dokážeme představit. Paletový zvedák nebude sloužit k ničemu jinému, než právě k úspoře času a energie člověka do práce vložené.

A. VYSOKOZDVIŽNÝ VOZÍK [3]

Vysokozdvižný vozík (Obr. 1.1) jinak také nazývaný „zdvížka“ nebo „ještěrka“ je mobilní stroj využívaný nejčastěji ve stavebnictví, lesnictví, logistice ale i v jiných odvětvích pro převážně vertikální manipulaci s materiálem.

Vysokozdvižný vozík je nejčastěji koncipován jako kolový. Nejnápadnější a nejdůležitější částí je zdvihací jednotka, která se skládá ze zdvihacího rámu a nosiče vidlí. Nosič vidlí nese dva ocelové trny neboli ližiny s nastavitelnou roztečí. Jako ližiny bývají nejčastěji paletové vidle, protože manipulovaným břemenem většinou jsou palety různého typu.



Obr. 1.1 Vysokozdvížený vozík [3]

Technika

Vysokozdvížený vozík je ovládán řidičem jedoucím na vozíku. Pohon vozíku je zajištěn spalovacím nebo elektrickým motorem. Spalovací motory mohou být jak benzínové, dieselové, tak na pohonný plyn tj. propan nebo výjimečně i CNG. Pro uzavřené prostory se mohou používat vozíky poháněné elektricky nebo plynem. Elektrický pohon je výhodný pro nulové emise. Jeho součástí akumulátor, jehož vysoká hmotnost je zde výhodou. Využívá jako protiváha k nákladu. Motory mohou být jak stejnosměrné, tak asynchronní s měničem. Elektrický motor může mít také funkci motorové (elektrodynamická) brzdy. Přenos síly od motoru na sklápění rámu, zdvihání břemene a někdy i řízení je hydraulický. Poloměr otáčení vysokozdvížných vozíků je velmi malý. Zpravidla je prostor pro otočení jen o málo větší, než je délka vozíku. To je dáno zadní řídící nápravou. Existují i tříkolové vozíky. U těch je samostatné kolo řídící a je také vzadu. Nosnost vozíků se pohybuje řádově v rozmezí stovek kilogramů až jednotek tun. Výška zdvihu může být až do 6 metrů.

Zvláštní provedení vozíků

Terénní vozíky - průchodnost terénem je zajištěna zvýšeným rámem, nízkotlakými pneumatikami, robustní konstrukcí podvozku a výkonnějšími motory. V této kategorii se

využívají i vozíky s pohonem všech kol. Využití nacházejí v dřevozpracujícím průmyslu, v lesnictví a výrobě stavebních materiálů.

Vozíky s výsuvnými vidlemi - čelně výsuvné vidle se užívají především ve stísněných prostorech. Rám s nosičem vidlí se vysune vpřed, nabere břemeno a uloží jej na rám vozíku. Díky těžišti nákladu umístěného uprostřed si vozík vystačí s menší protiváhou. Pro další zkrácení vozíku je sedadlo řidiče někdy orientováno kolmo na směr jízdy.

Bočně výsuvné vidle - rám s nosičem vidlí se vysune do boku mimo půdorys vozíku. Využívá se pro dlouhá břemena, např. tyče, trubky, dřevěné řezivo. Tato dlouhá břemena se naloží na plošinu vozíku a při jízdě jsou orientována ve směru jízdy vozíku.

B. NÍZKOZDVIŽNÝ VOZÍK [4]

Nízkozdvižný vozík, jinak také nazývaný „paleták“, je ručně vedený dopravní prostředek poháněný elektrickým pohonem nebo lidskou silou. Používá se k manipulaci s paletami a bednami k tomu přizpůsobenými mající vhodné nabírací otvory. Pojízďet s ním lze jen po rovných zpevněných plochách.

Základní typy nízkozdvižných vozíků jsou rozměrově přizpůsobeny manipulaci s Europaletami. To má zpětně vliv na konstrukci ostatních typů palet (jednocestné palety, ohradové palety, Gitterbox palety, kontejnery pro transport kapalin). Ty se konstruují nejčastěji tak, aby s nimi bylo možné manipulovat stejnými vozíky, přestože nedodržují všechny rozměry Europalet. Nízkozdvižné vozíky neumožňují stohovat palety na sebe nebo zakládat do regálů.

Vozíky poháněné lidskou silou (Obr. 1.2)

Všechno ovládání je soustředěno v tažné oji. Na oji je ovládání páčky hydrauliky, pomocí níž se řídí zdvih, jízda a spouštění. V poloze zdvih pumpováním ojí ženeme hydraulickou kapalinu do válce, v poloze spouštění hmotnost nákladu vytlačuje hydraulickou kapalinu zpět, čímž konstrukce vozíku klesá. Ruční nízkozdvižné vozíky jsou charakteristické svou obratností a nízkou hmotností (do 100 kg) v poměru ke zdvihacím silám. Nosnost standardních provedení je 2000 kg. Obvyklá délka vidlí pro Europalety je 1150mm.



Obr. 1.2 Ruční nízkozdvíhový vozík [4]

Elektricky poháněné nízkozdvíhové vozíky (Obr. 1.3)

Pojezd i hydraulické čerpadlo zdvihu jsou poháněny elektromotory. Zdrojem energie jsou zabudované akumulátory. Elektrický pohon umožňuje vyšší nosnost, než pohonu lidskou silou. I tyto vozíky jsou vedené obsluhou, Obsluha zpravidla jde vedle vozíku, ovšem existují i vozíky, které mají plošinku pro převážení obsluhy. Veškeré řízení je soustředěno na oji.



Obr. 1.3 Elektrický nízkozdvíhový vozík s plošinkou pro obsluhu [4]

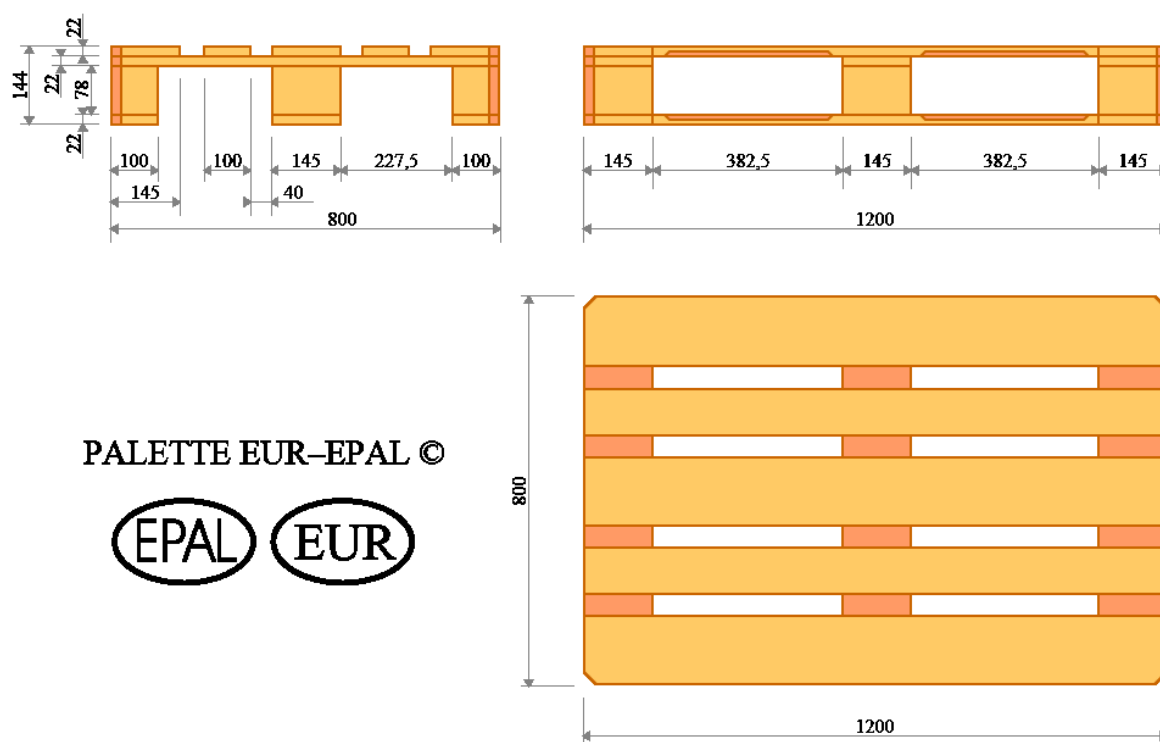
1.2 Manipulovatelné objekty

A. EUROPALETA [5]

Europaleta (Obr. 1.4) je v Evropě nejrozšířenější výměnná transportní paleta. Je to velmi detailně normovaná dřevěná plochá paleta. Má původ v železniční dopravě a nyní široké využití ve spedici a transportu zboží. V průmyslových odvětvích jsou balicí stroje normalizovány pro ukládání zboží na europalety.

Tab. 1.1 Normou dané parametry europalety

Parametry Europalety	
Plocha [mm ²]	0,96
Délka × šířka × výška [mm]	1200 × 800 × 144 (podle vlhkosti dřeva)
Hmotnost palety [kg]	20 – 24
Spojení	78 speciálních hřebíků



Obr. 1.4 Rozměry Europalety [5]

Europaleta je takzvaně čtyřstranná paleta. Tzn., že může být uchopena (nabrána) ze všech čtyř stran manipulačním zařízením nebo vysokozdvížným vozíkem a následně transportována. Kvůli uzavření na delších stranách je omezena manipulace s paletou u vozíků, které mají stabilizační kolečka uložena v půdorysu nabíracích vidlí - jedná se především o ručně vedené vysokozdvížné vozíky. S těmito vozíky lze paletu nabranou na široko na zemi přemístit, ale nelze ji stohovat. Nebo ji naopak nelze ze stohovaného sloupce uložit přímo na zem.

Europaleta odpovídá železničním předpisům Mezinárodní železniční unie (UIC) i předpisům European Pallet Association (EPAL).

Europaleta je tzv. výměnná paleta, po vyprázdnění se nevrací odesílateli, ale nakládá se na ni další zboží, nebo se předává spediční firmě. Podmínky, kterým musí paleta vyhovět, jsou dosti striktně definovány. Nevhodné pro výměnu jsou palety, když:

- paleta není vyrobena licencovaným výrobcem
- chybí označení EUR
- celkový stav je špatný (paleta je špinavá, dřevo je shnilé)
- prkna jsou tak poškozena, že jsou vidět hřebíky
- některé prkno chybí
- některý špalík chybí nebo je poškozen tak, že je vidět několik hřebíků
- paleta byla opravena neoprávněným výrobcem

Označení europalet

Pravá europaleta musí být označena následujícím způsobem: Na delší stranu palety jsou do špalíků vypáleny razníkem tyto údaje:

levý špalík - Označení státu původu - označení příslušné dráhy (např. logo Českých drah pro palety vyrobené v Česku).

prostřední špalík - označení výrobce - přidělené číslo, kontrolní skobička, (u opravené palety kulatý hřeb na středním špalíku na obou delších stranách)

pravý špalík - označení EUR v oválu.

Nosnost europalet

Nejvyšší dovolená nosnost je nejvýše 1500 kg a je povoleno stohovat dvě palety na sebe.

B. OSTATNÍ MANIPULOVATELNÉ OBJEKTY

Stroje a zařízení vybaveny paletovými vidlemi, sloužící k transportu a manipulaci s nákladem, nejsou určeny pouze pro Europalety, ale také pro palety a bedny s vhodnými nabíracími otvory. Mezi tato manipulovatelná břemena patří jednocestné dřevěné nebo plastové palety, lisované palety typu Inka, plechové Marx bedny, ohradové palety, Gitterbox palety nebo kontejnery pro transport kapalin.

1.3 Zařazení paletového zvedáku za traktor

Toto zařízení se řadí do kategorie pracovních strojů nesených – SN.

Definice vyhlášky 341/2002 Sb., §44, přílohy 4, bod 44:

Pracovní stroje nesené jsou stroje určené pouze pro vykonávání určitých pracovních činností, které se na pozemních komunikacích pohybují zavěšeny na vozidle a tvoří s ním jeden celek. Jejich pojezdové ústrojí, pokud jsou jím vybaveny, není v přepravní poloze ve styku s vozovkou. [6]

2 KONSTRUKCE ZVEDÁKU

2.1 Variantní řešení funkcí

Dle zadání musí být možné převážet palety ve dvou patrech nad sebou. Z těchto podmínek se vycházelo pro zpracování variantních řešení funkcí.

Tab. 2.1 Morfologická matice

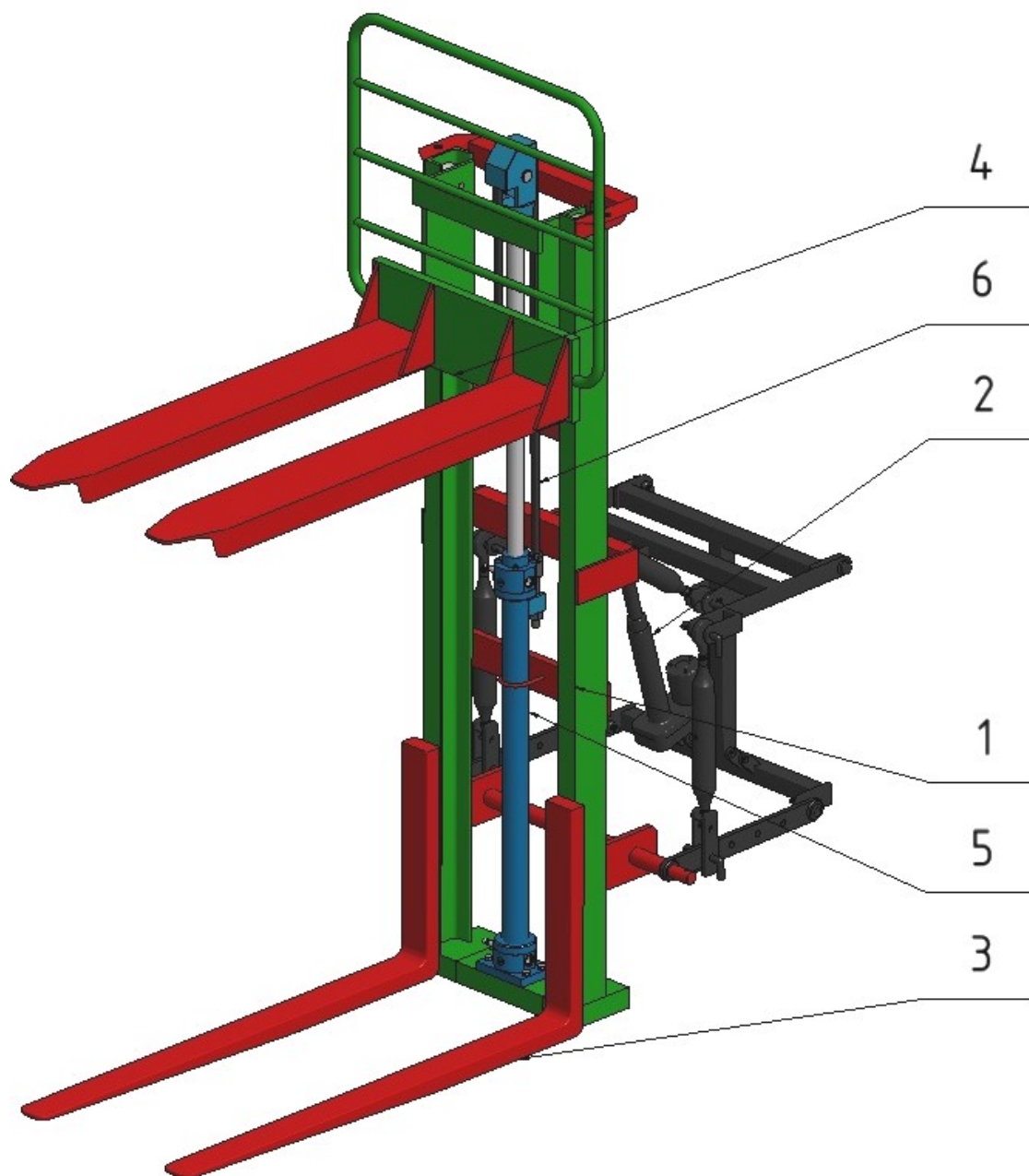
číslo	Funkce	Funkční princip/orgánový nositel funkcí			
		1	2	3	4
1	Pohyb vidlí - svislý	pouze horní	oboje		
2	Nastavitelná rozteč ližin	pouze horní	pouze spodní	oboje	žádné
3	Mechanismus zdvihu	šroubový	válec	ozubení	
4	Pohon zdvihu	ruční	elektrický	hydraulický	
5	Převod zdvihací síly na vidle	řemenem	řetězem	přímý (bez převodu)	
6	Naklopení zvedáku	pístem	šroubem	žádné	
7	Povrchová úprava	nátěr	opryžování	kovový povlak	cementový povlak

Tab. 2.2 Zvolená varianta konstrukčního řešení

	Funkce	varianta řešení
1	Pohyb vidlí - svislý	pouze horní
2	Nastavitelná rozteč ližin	žádné
3	Mechanismus zdvihu	válec
4	Pohon zdvihu	hydraulický
5	Převod zdvihací síly na vidle	řetězem
6	Naklopení zvedáku	žádné
7	Povrchová úprava	nátěr

Jako varianty řešení se nabízely oboje (spodní i horní) vidle posuvné ve svislém směru vlastními zdvihacími zařízeními. Nakonec se ale rozhodlo, využít vlastností tříbodového

závěsu traktoru, díky kterému je možno spodní vidle zvednout do dostatečné výšky, aby paleta mohla být bezpečně přemístěna. Proto by posuvné spodní vidle nebyly vhodným řešením s ohledem na pořizovací náklady stroje. Tříbodový závěs traktoru také zajišťuje naklápění celého zařízení a tudíž i obou vidlí. Takže není potřeba přídavného naklápěcího zařízení. Jako mechanismus zdvihu se nabízel válec s hydraulickým pohonem, jelikož každý traktor je vybaven hydraulickým tlakovým rozvodem. Dále se jako převod zdvihací síly na vidle zvolil řetězový zdvihací prvek. Konstrukci vybraného variantního řešení zobrazuje Obr. 2.1.



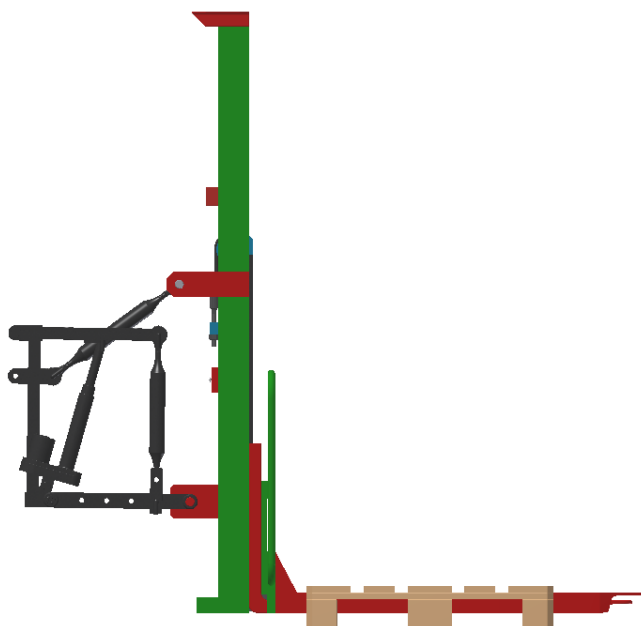
Obr. 2.1 Paletový zvedák za traktor

1-rám; 2-uchycení k tříbodovému zvedáku traktoru; 3-spodní nosné vidle; 4-konstrukce horních posuvných vidlí; 5-hydraulický válec; 6-řetěz

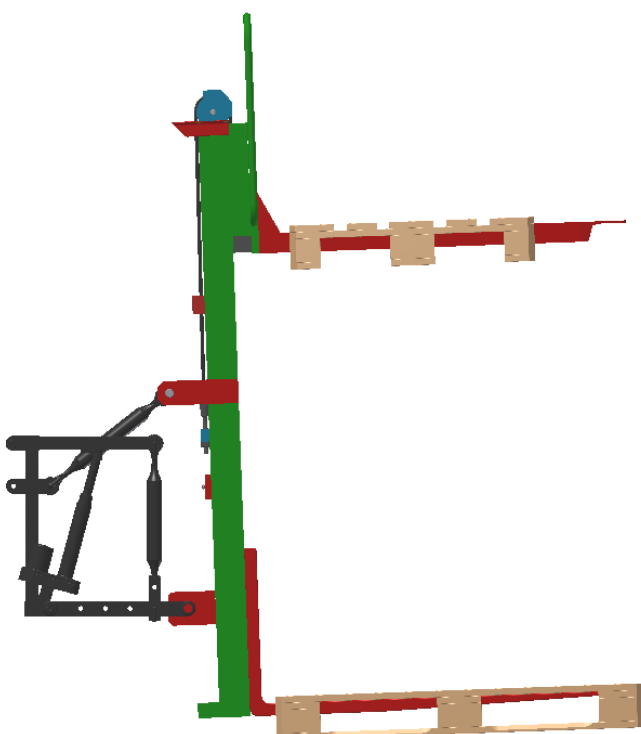
2.2 Princip

Popis postupu zvedání břemen - palet:

V okamžiku, kdy chce řidič traktoru nabrat první paletu, jsou horní vidle spuštěny do spodní polohy. (Obr. 2.2) Ovládáním hydraulického čerpadla traktoru jí zvedne do takové výšky, aby byl schopen nabrat druhou paletu na spodní vidle. Nyní řidič paletu zvedne pohybem tříbodového zvedáku, čímž i celý zvedák na sebe naklopí. (Obr. 2.3) Míru naklopení lze regulovat stavěcím šroubem, přes který je zvedák k traktoru připojen.



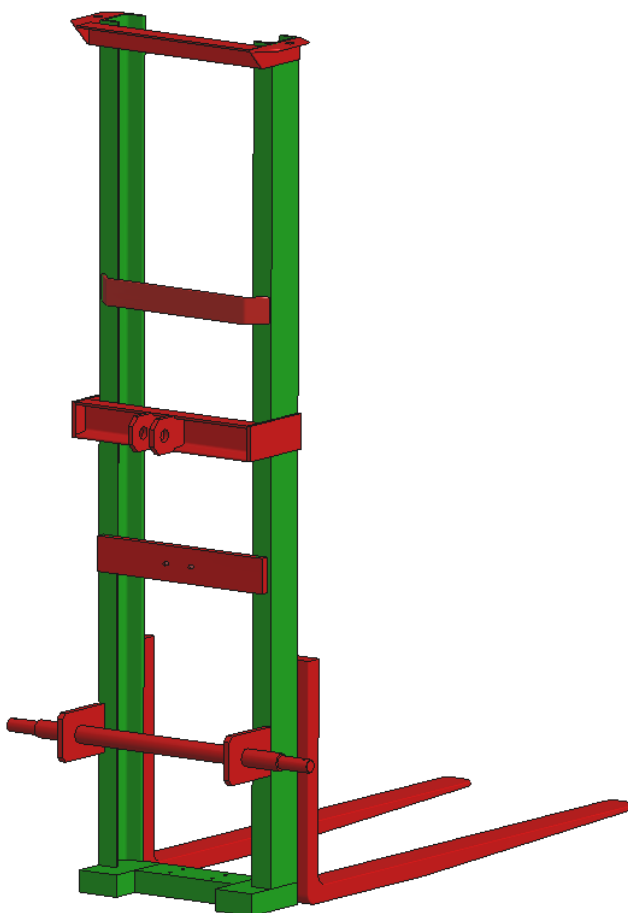
Obr. 2.2 Nabírání první palety



Obr. 2.3 Nabírání druhé palety

2.3 Návrh a konstrukce rámu stroje

Rám je vyroben jako svařenec z U-profilů a plocháčů. K rámu jsou přivařeny spodní nosné vidle. Jako vodící plochy pro svislý posun vidlí slouží profil UPN 100, mat. 11 523, který je zároveň nejvýznačnějším prvkem konstrukce rámu. Rám musí být dostatečně tuhý a konstrukce jednoduchá, aby se pořizovací náklady omezily na minimum. Po zkušenostech s využíváním již vyrobeného „jednopatrového“ zvedáku je voleno obdobné řešení (Obr. 2.4). Celý rám s jeho součástmi je opatřen protikorozní ochrannou nátěrovou vrstvou.



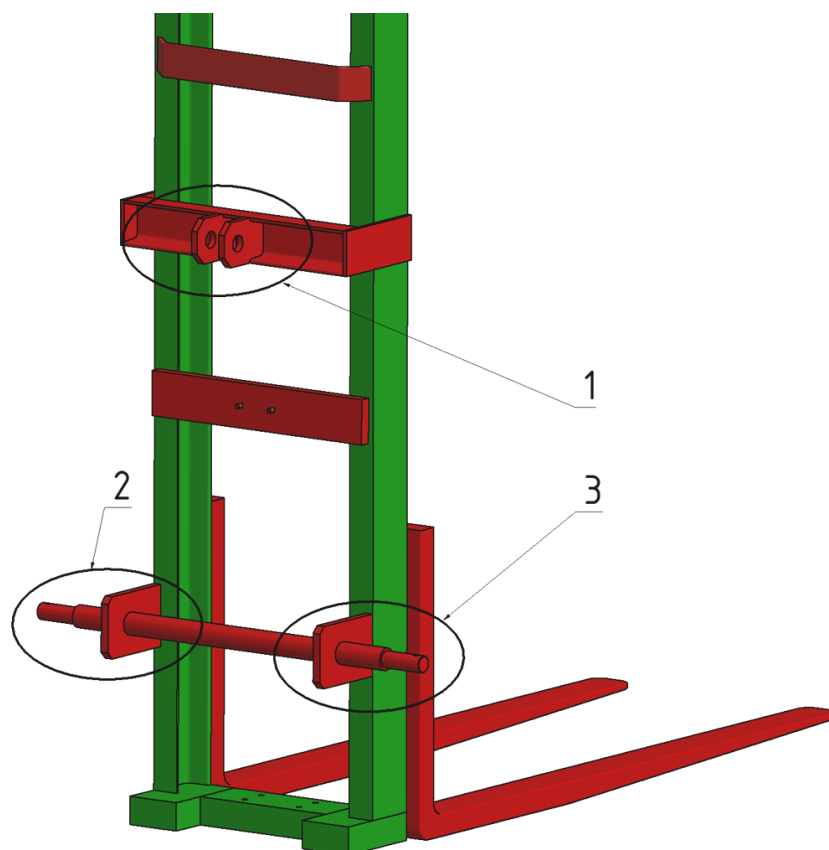
Obr. 2.4 Konstrukce rámu

2.4 Uchycení k traktoru

Rám je k traktoru uchycen ve třech bodech do závěsného zařízení traktoru ISO 730/1N (Obr. 2.5).

Bod 1: uchycení k traktoru přes stavitelný šroub zajištěný čepem o $\varnothing 30\text{mm}$ a délce 85 mm. Zajištěno závlačkou.

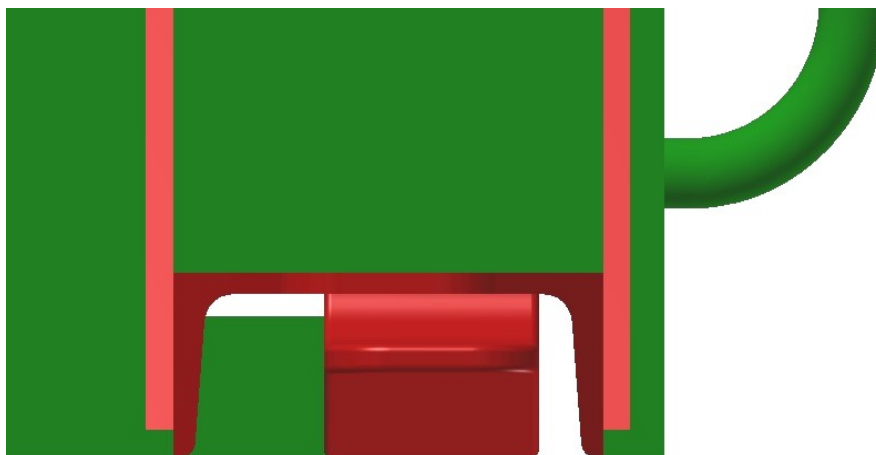
Bod 2 a 3: uchycení do ramen zvedacího zařízení traktoru, nasazením na čepy o $\varnothing 30\text{ mm}$ a délce 80 mm. Zajištěno závlačkou.



Obr. 2.5 Uchycení zvedáku přes třibodový závěs ISO 730/1N

2.5 Nosné vidle

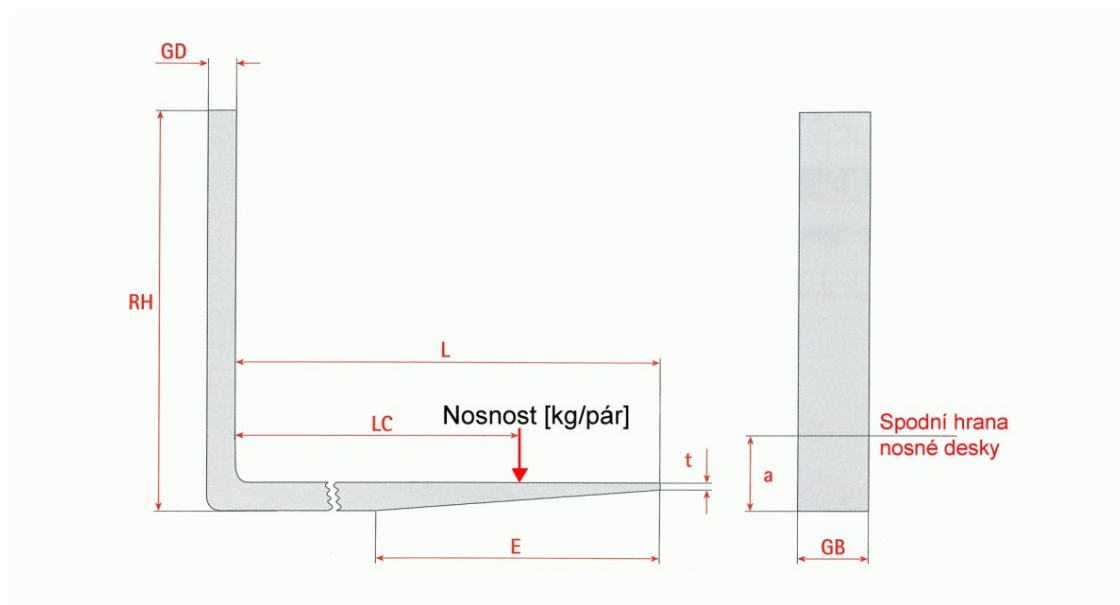
Vrchní vidle jsou vyrobeny z U-profilu UPN 160 a spodní z ploché oceli PLO 80x40, aby při spuštění vrchních vidlí do spodní polohy do sebe vidle zapadaly. (Obr. 2.6) Dalším omezujícím kritériem pro výběr těchto rozměrů byl ohled na nabírací otvory Europalet. Rozteč vidlí není nastavitelná a to z důvodu možné kolize při spuštění horních vidlí do spodní polohy.



Obr. 2.6 Detail zapadnutí vidlí do sebe

Spodní nosné vidle

Spodní vidle (Obr 2.7) jsou přivařeny ke konstrukci rámu a stávají se tak jeho součástí. Tyto vidle určené pro přivaření jsou zakoupeny u firmy Mátl a Bula. Výhodou této firmy je výrobu vidlí na zakázku definováním námi zvolených rozměrů. (Tab. 2.3) Pro zvolení rozměrů se vycházelo ze sériově vyráběných vidlí určených pro přivaření.



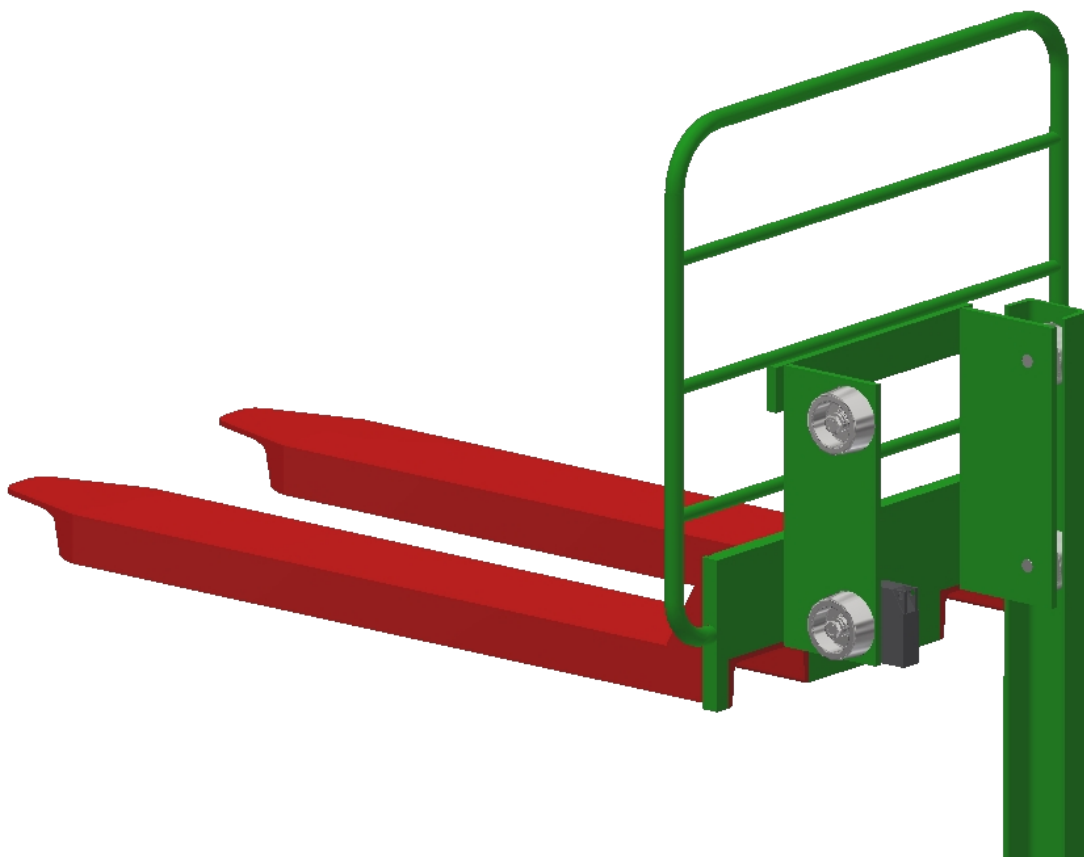
Obr. 2.7 Volitelné rozměry [7]

Tab. 2.3 Zvolené parametry nosných vidlí

Povinné údaje	Rozměr
Šířka (GB)	80 mm
Tloušťka (GD)	40 mm
Délka (L)	1200 mm
Nosnost Q	2500 kg
Vzdálenost těžiště	397 mm
Výška (RH)	550 mm

Horní nosné vidle

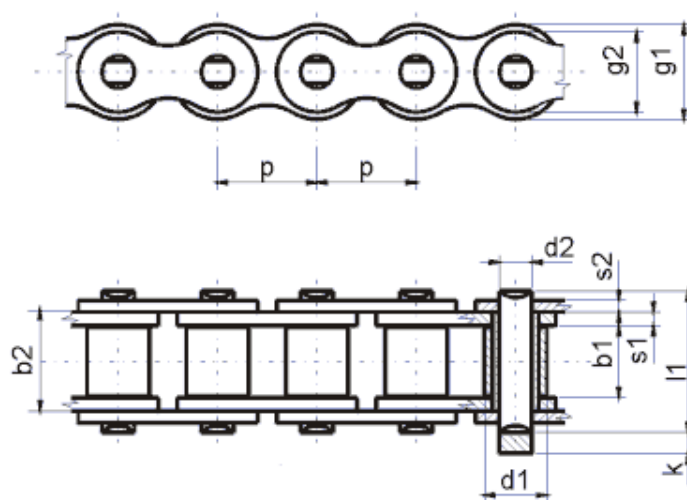
Horní vidle jsou přivařeny k opěrné konstrukci, která je vedena čtyřmi vodícími kolečky v U-profilu (Obr. 2.8). Tímto způsobem je zajištěno vedení svislého zdvihu horních vidlí. Zdvihací síla je vyvozena hydraulickým válcem a dále přenášena ke konstrukci horních vidlí přes kladku a nosný řetěz. Na opěrné konstrukci je přivařen úchyt z ploché oceli PLO 100x30 s drážkou a otvorem pro čep, přes který je řetěz uchycen.



Obr. 2.8 Konstrukce horních vidlí

2.6 Řetěz

K převodu zdvihací síly vyvozené hydraulickým válcem na konstrukci horních vidlí slouží nosný válečkový řetěz zakoupený u firmy Moravian Chains. Z katalogu válečkových řetězů byl vybrán zesílený řetěz typu 08 A – 1H (Obr. 2.9) o délce 1520 mm. Pro tuto volbu se vycházelo z výrobcem garantované nosnosti řetězu, která u tohoto typu činí 2000 kg. Řetěz je na jedné straně pomocí čepu zajištěného závlačkou pevně uchycen ke konstrukci horních vidlí. Pohyb řetězu vyvozuje hydraulický válec, na jehož konci je připojena kladka. Přes tuto kladku řetěz obrací svůj směr. Na druhé straně je řetěz pomocí čepu zajištěného závlačkou pevně uchycen ke stavěcímu šroubu, kterým je také řetěz napínán.



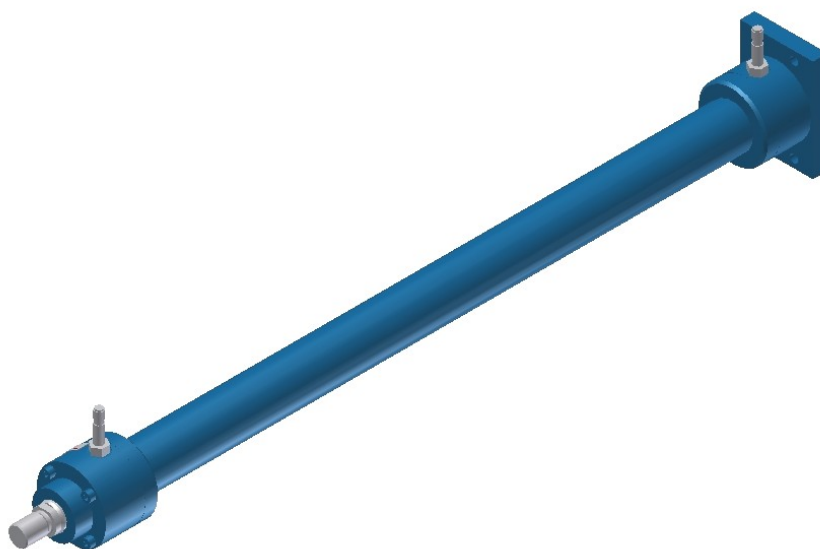
DIN	ISO	p - mm	b ₁ min mm	b ₂ min mm	d ₁ h10 mm	d ₂ h9 mm	l ₁ /l ₂ /l ₃ max mm	g max mm	s ₁ - mm	s ₂ - mm	F _B min kN	Q - kg/m
08 A-1H	40H	12,700	7,85	11,15	7,95	3,96	18,20	12,00	2,00	2,00	20,0	0,8

Obr. 2.9 Zvolený válečkový řetěz [8]

2.7 Pohon zdvihu

Jako mechanismus zdvihu se nabízel válec s hydraulickým pohonem (Obr. 2.10), jelikož každý traktor je vybaven hydraulickým tlakovým rozvodem. Tlakový olej je přiváděn do hydraulického válce pomocí tlakových hadic s rychlospojkami z čerpadla traktoru. Dále byl jako převod zdvihací síly na vidle zvolen řetězový zdvihací prvek.

Jako možné varianty mechanismu zdvihu se zde nabízely šroubový zdvih nebo zdvih pomocí ozubeného kola a hřebenu. Nakonec byl, jako ideální řešení, vybrán přímočarý hydraulický válec poháněn hydraulickým tlakovým rozvodem traktoru.



Obr. 2.10 Hydraulický válec

Výpočet potřebného tlaku oleje v hydraulickém válci

$$p = \frac{F}{S} \cdot k = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \cdot k = \frac{5808}{\frac{\pi \cdot 36^2}{4}} \cdot 2 = 11,4 \text{ MPa} \quad (2.1)$$

Hmotnost konstrukce vrchních vidlí: $m_1 = 92 \text{ kg}$

Maximální dovolená hmotnost zvedaného břemene: $m_Q = 500 \text{ kg}$

Celková zatěžující síla: $F = (m_1 + m_Q) \cdot g = (92 + 500) \cdot 9,81 = 5808 \text{ N}$ (2.2)

Plocha průřezu pístnice: $S [\text{mm}^2]$

Průměr pístnice: voleno $\varnothing d = 36 \text{ mm}$

Součinitel bezpečnosti: voleno $k = 2 [-]$

Tab 2.4 Technické parametry hydrauliky traktoru Zetor Major [9]

HYDRAULIKA	
Typ	mechanická s poziční a silovou regulací
Třibodový závěs	kategorie II
Zvedací síla na konci spodních táhel [kN]	2600
Pracovní tlak [MPa]	18
Dodávka čerpadla hydrauliky [l/min]	50
Vnější vývody	2+1
Závěsy	tažná lišta, šplhací závěs s mechanickou hubicí

Porovnáním vypočítané hodnoty potřebného tlaku dopravovaného na píst a tabulkové hodnoty pracovního tlaku traktoru Zetor Major je patrné, že je tlak dostačující. Technické parametry hydrauliky právě pro traktor Zetor Major byly vybrány záměrně, jelikož se jedná o výkonnostně nejslabší traktor prodáváný touto firmou.

Hydraulický válec je zakoupený od firmy Rexroth Bosch Group.

Tab 2.5 Parametry zvoleného hydraulického válce CDM1MF2 50 36 1000A2X [10]

CDM1MF2 50 36 2000A2X	
Jmenovitý tlak [MPa]	16
Průměr pístu [mm]	60
Průměr pístnice [mm]	36
Maximální zdvih [mm]	1000

Kritéria pro výběr pístu: minimální pracovní tlak 12 MPa ⇒ vyhovuje

maximální zdvih 1000 mm ⇒ vyhovuje

3 VÝPOČTOVÁ ČÁST

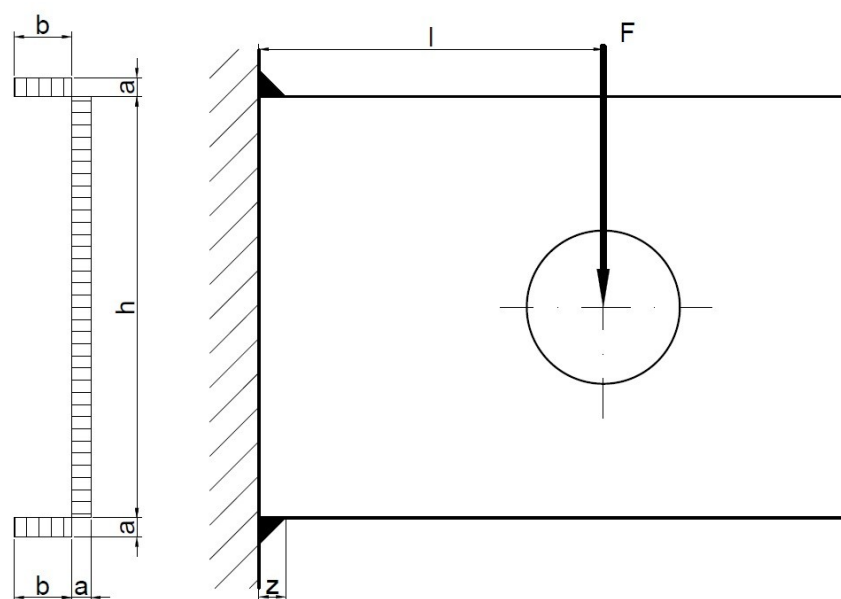
3.1 Kontrola svarových spojů

A. UCHYCENÍ TŘÍBODOVÉHO ZÁVĚSU

Výpočet se provádí pro svar v místě připojení uchycení tříbodového závěsu ke konstrukci rámu. Plocháč je ke konstrukci rámu přivařen třemi koutovými svary (Obr. 3.1). Pro svařování byl zvolen přídatný materiál o stejné pevnosti jako základní materiál, tedy s mezí kluzu $R_e = 333 \text{ MPa}$. Odtud se vychází pro stanovení převodních součinitelů pro čelní a boční koutový svar.

Tab. 3.1 Převodní součinitele podle ČSN 05 0120 [2]

převodní součinitel	hodnota pro náš případ
pro čelní svar k_3	0,75
pro boční svar k_4	0,65



Obr. 3.1 Schéma svaru v místě připojení uchycení tříbodového závěsu ke konstrukci rámu

$$\begin{aligned}l &= 90 \text{ mm} \\h &= 110 \text{ mm} \\b &= 15 \text{ mm} \\a &= 5 \text{ mm} \\z &= 7 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\text{Zatěžující síla: } F = F_z + F_Q = 1962 + 9810 = 11\,772 \text{ N} \quad (3.1)$$

$$\text{Hmotnost zvedáku: } m_z = 200 \text{ kg} \Rightarrow F_z = m_z \cdot g = 200 \cdot 9,81 = 1962 \text{ N} \quad (3.2)$$

$$\text{Max hmotnost nákladu: } m_Q = 1000 \text{ kg} \Rightarrow F_Q = m_Q \cdot g = 1000 \cdot 9,81 = 9810 \text{ N} \quad (3.3)$$

$$\text{Plocha svarů: } S_{sv} = 2 \cdot S_1 + S_2 = 2 \cdot 75 + 550 = 700 \text{ mm}^2 \quad (3.4)$$

$$\text{Plocha svaru } S_1: S_1 = 5 \cdot 15 = 75 \text{ mm}^2 \quad (3.5)$$

$$\text{Plocha svaru } S_2: S_2 = 5 \cdot 110 = 550 \text{ mm}^2 \quad (3.6)$$

Rozbor zatížení: osamocená síla na rameni \Rightarrow 2 účinky [2]

a) Osamocená síla přeložená do místa svaru

$$\tau_i = \frac{\frac{F}{2}}{S_2} = \frac{\frac{11772}{2}}{550} = 10,7 \text{ MPa} \quad (3.7)$$

b) Ohybový moment M_o

$$\tau_i = \frac{M_o}{W_o} = \frac{529\,740}{17\,514} = 30,2 \text{ MPa} \quad (3.8)$$

$$M_o = \frac{F}{2} \cdot l = \frac{11772}{2} \cdot 90 = 529\,740 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.9)$$

$$W_o = \frac{\sum J_{xi}}{z} = \frac{\sum J_{xi}}{\frac{h}{2} + a} = \frac{1\,050\,833}{\frac{110}{2} + 5} = 17\,514 \text{ mm}^3 \quad (3.10)$$

$$\begin{aligned} J_{xs_1} &= J_{s_1} + S_1 \cdot e^2 = \frac{b \cdot a^3}{12} + a \cdot b \cdot \left(\frac{h}{2} + \frac{a}{2}\right)^2 = \\ &= \frac{15 \cdot 5^3}{12} + 5 \cdot 15 \cdot \left(\frac{110}{2} + \frac{5}{2}\right)^2 = 248\,125 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (3.11)$$

$$J_{xs_2} = \frac{a \cdot h^3}{12} = \frac{5 \cdot 110^3}{12} = 554\,583 \text{ mm}^4 \quad (3.12)$$

$$\sum J_{xs} = 2 \cdot J_{xs_1} + J_{xs_2} = 2 \cdot 248125 + 554583 = 1050833 \text{ mm}^4 \quad (3.13)$$

Výsledné napětí:

$$\tau_{vysl.} = \sqrt{\left(\frac{\tau_i}{k_4}\right)^2 + \left(\frac{\tau_i}{k_3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{10,7}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{30,2}{0,75}\right)^2} = 43,5 \text{ MPa} \quad (3.14)$$

Dovolené namáhání

$$\tau_D = \beta \cdot \sigma_D = \beta \cdot \frac{R_e}{k_s} = 1,09 \cdot \frac{430}{2} = 234 \text{ MPa} \quad (3.15)$$

$$\text{Součinitel velikosti svaru: } \beta = 1,3 - 0,03 \cdot z = 1,3 - 0,03 \cdot 7 = 1,09 \quad (3.16)$$

Součinitel bezpečnosti: voleno $k_s=2$

$$\tau_{\text{výsl.}} \leq \tau_D \quad (3.17)$$

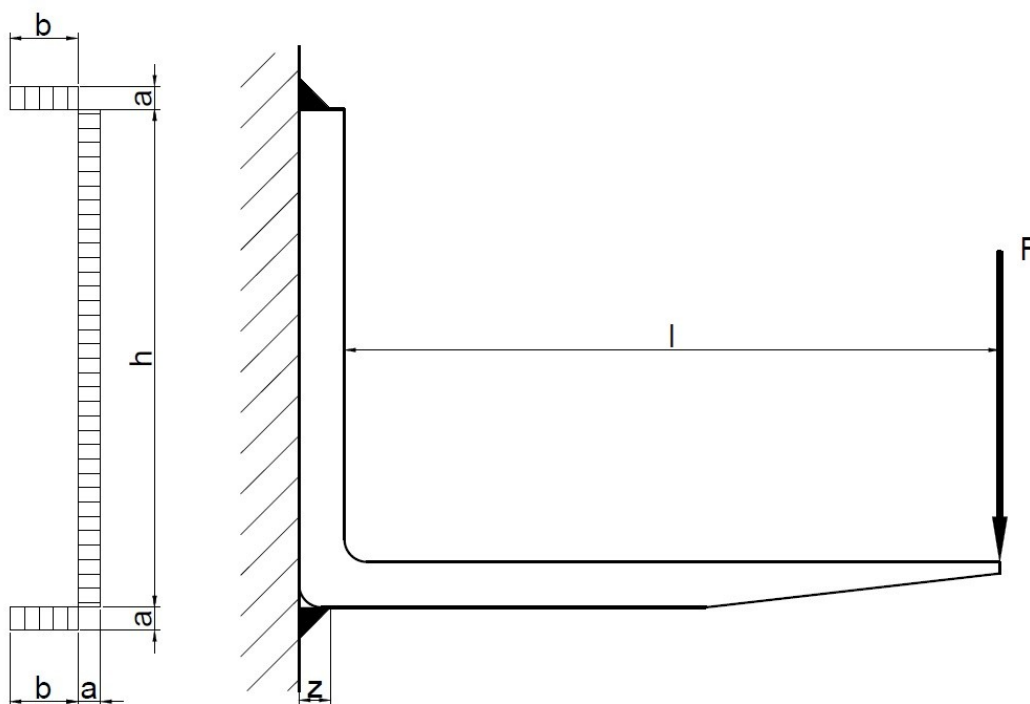
$$43,5 \leq 234 \Rightarrow \text{Svar vyhovuje.}$$

B. UCHYCENÍ TŘÍBODOVÉHO ZÁVĚSU

Výpočet se provádí pro svar v místě připojení spodní nosné vidle ke konstrukci rámu. Nosná vidle je ke konstrukci rámu přivařena třemi koutovými svary (Obr. 3.2). Pro svařování byl zvolen přídatný materiál o stejné pevnosti jako základní materiál, tedy s mezí kluzu $R_e = 333 \text{ MPa}$. Odtud se vychází pro stanovení převodních součinitelů pro čelní a boční koutový svar.

Tab. 3.1 Převodní součinitele podle ČSN 05 0120 [2]

převodní součinitel	hodnota pro náš případ
pro čelní svar k_3	0,75
pro boční svar k_4	0,65



Obr. 3.2 Schéma svaru v místě připojení spodní nosné vidle ke konstrukci rámu

$$\begin{aligned}
l &= 1200 \text{ mm} \\
h &= 550 \text{ mm} \\
b &= 50 \text{ mm} \\
a &= 5 \text{ mm} \\
z &= 7 \text{ mm}
\end{aligned}$$

$$\text{Zatěžující síla: } F = F_k + F_Q = 981 + 9810 = 10\,791 \text{ N} \quad (3.18)$$

$$\text{Hmotnost konstr. horních vidlí: } m_k = 100 \text{ kg} \Rightarrow F_k = m_k \cdot g = 100 \cdot 9,81 = 981 \text{ N} \quad (3.19)$$

$$\text{Max hmotnost nákladu: } m_Q = 1000 \text{ kg} \Rightarrow F_Q = m_Q \cdot g = 1000 \cdot 9,81 = 9810 \text{ N} \quad (3.20)$$

$$\text{Plocha svarů: } S_{sv} = 2 \cdot S_1 + S_2 = 2 \cdot 250 + 2750 = 3250 \text{ mm}^2 \quad (3.21)$$

$$\text{Plocha svaru } S_1: S_1 = 5 \cdot 50 = 250 \text{ mm}^2 \quad (3.22)$$

$$\text{Plocha svaru } S_2: S_2 = 5 \cdot 550 = 2750 \text{ mm}^2 \quad (3.23)$$

Rozbor zatížení: osamocená síla na rameni \Rightarrow 2 účinky [2]

a) Osamocená síla přeložená do místa svaru

$$\tau_u = \frac{\frac{F}{2}}{S_2} = \frac{\frac{10791}{2}}{2750} = 1,94 \text{ MPa} \quad (3.24)$$

b) Ohybový moment M_o

$$\tau_i = \frac{M_o}{W_o} = \frac{6\,408\,000}{385\,097} = 16,6 \text{ MPa} \quad (3.25)$$

$$M_o = \frac{F}{2} \cdot l = \frac{10791}{2} \cdot 1200 = 6\,408\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.26)$$

$$W_o = \frac{\sum J_{xi}}{z} = \frac{\sum J_{xi}}{\frac{h}{2} + a} = \frac{107\,827\,082}{\frac{550}{2} + 5} = 385\,097 \text{ mm}^3 \quad (3.27)$$

$$\begin{aligned}
J_{x_{S_1}} &= J_{S_1} + S_1 \cdot e^2 = \frac{b \cdot a^3}{12} + a \cdot b \cdot \left(\frac{h}{2} + \frac{a}{2}\right)^2 = \\
&= \frac{50 \cdot 5^3}{12} + 5 \cdot 50 \cdot \left(\frac{550}{2} + \frac{5}{2}\right)^2 = 19\,252\,083 \text{ mm}^4
\end{aligned} \quad (3.28)$$

$$J_{x_{S_2}} = \frac{a \cdot h^3}{12} = \frac{5 \cdot 550^3}{12} = 69\,322\,916 \text{ mm}^4 \quad (3.29)$$

$$\begin{aligned}\sum J_{x_s} &= 2 \cdot J_{x_{s_1}} + J_{x_{s_2}} = 2 \cdot 19\,252\,083 + 69\,322\,916 = \\ &= 107\,827\,082 \text{ mm}^4\end{aligned}\quad (3.30)$$

Výsledné napětí:

$$\tau_{\text{výsl.}} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\parallel}}{k_4}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}}{k_3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{1,94}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{16,6}{0,75}\right)^2} = 22,4 \text{ MPa} \quad (3.31)$$

Dovolené namáhání

$$\tau_D = \beta \cdot \sigma_D = \beta \cdot \frac{R_e}{k_s} = 1,09 \cdot \frac{430}{2} = 234 \text{ MPa} \quad (3.32)$$

$$\text{Součinitel velikosti svaru: } \beta = 1,3 - 0,03 \cdot z = 1,3 - 0,03 \cdot 7 = 1,09 \quad (3.33)$$

Součinitel bezpečnosti: voleno $k_s=2$

$$\tau_{\text{výsl.}} \leq \tau_D$$

$$22,4 \leq 234 \Rightarrow \text{Svar vyhovuje.}$$

3.2 Kontrola čepů

A. ČEP KLADKY ŘETĚZU

Výpočet [2] se provádí pro čep umístěný na hydraulickém válci. Zajišťuje polohu a otáčení kladky nosného řetězu. (Obr. 3.3) Na tento čep bude působit tíha konstrukce horních vidlí a tíha břemene touto konstrukcí zvedaného. Jedná se o ocelový čep s hlavou a otvorem pro závlačku.

Materiál čepu 12 050.1 [1]

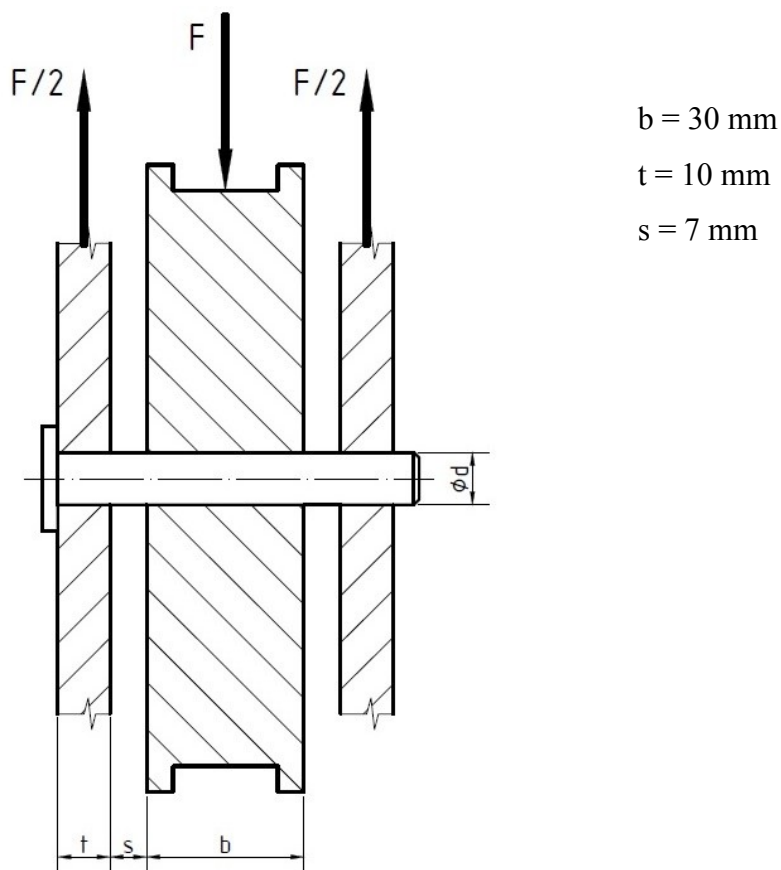
$R_{e \min} = 305 \text{ MPa}$ [1]

$k_s = 2$

$\sigma_D = 150 \text{ MPa}$

$\tau_D = 50 \text{ MPa}$

$p_D = 30 \text{ MPa}$



Obr 3.3 Schéma čepového spoje kladky a hydr. válce

$$\text{Zatěžující síla: } F = F_k + F_Q = 981 + 4905 = 5\,886 \text{ N} \quad (3.34)$$

Hmotnost konstr. horních vidlí:

$$m_k = 100\text{ kg} \Rightarrow F_k = m_k \cdot g = 100 \cdot 9,81 = 981\text{ N} \quad (3.35)$$

Maximální hmotnost nákladu horních vidlí:

$$m_Q = 500\text{ kg} \Rightarrow F_Q = m_Q \cdot g = 500 \cdot 9,81 = 4905 \text{ N} \quad (3.36)$$

Výpočet minimálního průměru čepu z ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + s + \frac{t}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \quad (3.37)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + s + \frac{t}{2}\right)}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \frac{5886}{2} \cdot \left(\frac{30}{2} + 7 + \frac{10}{2}\right)}{\pi \cdot 150}} = 17,5 \text{ mm} \quad (3.38)$$

Byl zvolen nejbližší vyšší normalizovaný průměr čepu: $\phi d = 20 \text{ mm}$. [1]

Kontrola čepu na otlačení:

$$p_1 = \frac{F}{S_1} = \frac{F}{d \cdot b} = \frac{5886}{20 \cdot 30} = 9,81 \text{ MPa} \quad (3.39)$$

$$p_2 = \frac{F}{S_2} = \frac{F}{d \cdot 2 \cdot t} = \frac{5886}{20 \cdot 2 \cdot 10} = 14,7 \text{ MPa} \quad (3.40)$$

S_1 a S_2 - průměty skutečných stykových ploch do roviny

$p_1, p_2 < p_D$ Čep na otlačení vyhovuje.

Kontrola čepu na smyk:

$$\tau_s = \frac{\frac{F}{2}}{S} = \frac{\frac{F}{2}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{\frac{5886}{2}}{\frac{\pi \cdot 20^2}{4}} = 9,37 \text{ MPa} \quad (3.41)$$

$\tau_s < \tau_D$ Čep na smyk vyhovuje.

Kontrola ohybového napětí v čepu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + s + \frac{t}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{\frac{5886}{2} \cdot \left(\frac{30}{2} + 7 + \frac{10}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot 20^3}{32}} = 101 \text{ MPa} \quad (3.42)$$

$\sigma_o < \sigma_D$ Čep na ohybové napětí vyhovuje.

B. ČEP UCHYCENÍ ŘETĚZU

Výpočet [2] se provádí pro čep spojující řetěz s konstrukcí horních vidlí a čep spojující řetěz se stavěcím šroubem. (Obr. 3.4) Na tento čep bude působit polovina tíhy konstrukce horních vidlí a polovina tíhy břemene touto konstrukcí zvedaného. Jedná se o ocelový čep s hlavou a otvorem pro závlačku.

Materiál čepu 14 220.4 [1]

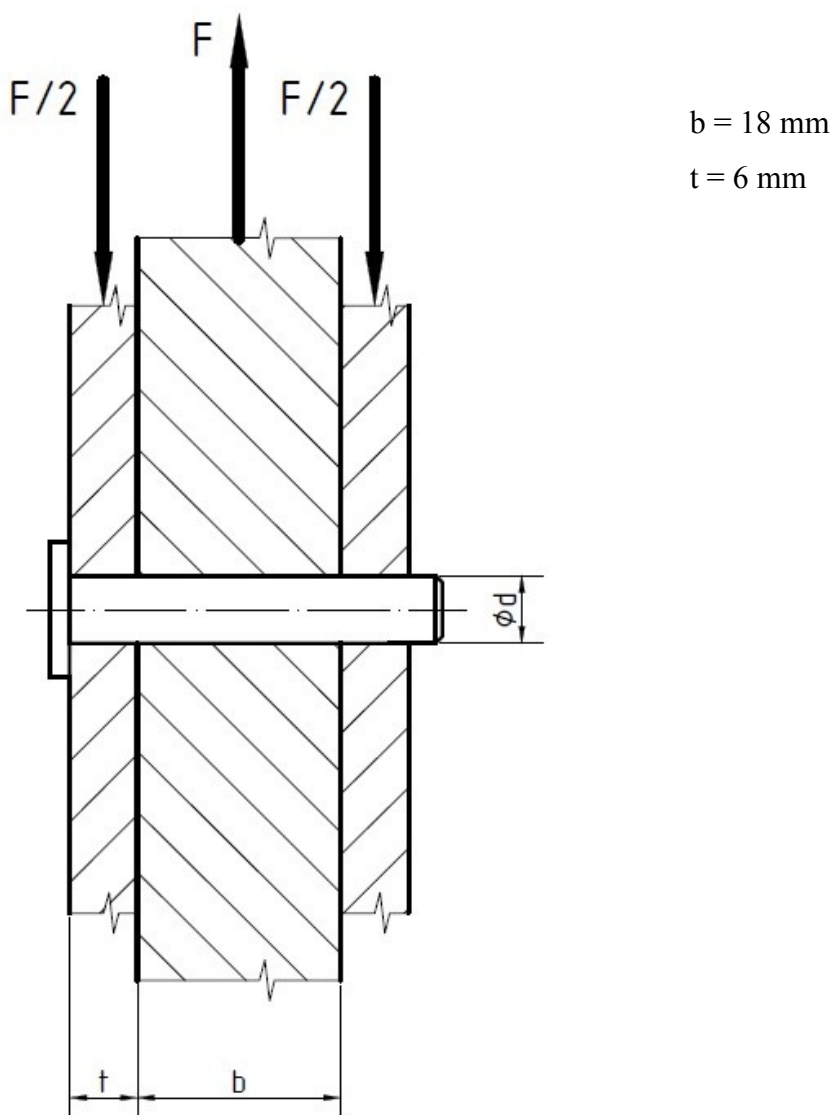
$R_{e \min} = 590 \text{ MPa}$ [1]

$k_s = 2$

$\sigma_D = 295 \text{ MPa}$

$\tau_D = 100 \text{ MPa}$

$p_D = 50 \text{ MPa}$



Obr. 3.4 Schéma čepového spoje uchycení řetězu

$$\text{Zatěžující síla: } F = F_k + F_Q = 490 + 2453 = 2943 \text{ N} \quad (3.43)$$

Polovina hmotnosti konstrukce horních vidlí:

$$\frac{m_k}{2} = 50 \text{ kg} \Rightarrow F_k = m_k \cdot g = 50 \cdot 9,81 = 490 \text{ N} \quad (3.44)$$

Polovina maximální hmotnosti nákladu horních vidlí:

$$\frac{m_Q}{2} = 250 \text{ kg} \Rightarrow F_Q = m_Q \cdot g = 250 \cdot 9,81 = 2453 \text{ N} \quad (3.45)$$

Výpočet minimálního průměru čepu z ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{t}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \quad (3.46)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{t}{2}\right)}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \frac{2943}{2} \cdot \left(\frac{18}{2} + \frac{6}{2}\right)}{\pi \cdot 295}} = 8,48 \text{ mm} \quad (3.47)$$

Byl zvolen nejbližší vyšší normalizovaný průměr čepu: $\phi d = 10 \text{ mm}$. [1]

Kontrola čepu na otláčení:

$$p_1 = \frac{F}{S_1} = \frac{F}{d \cdot b} = \frac{2943}{10 \cdot 18} = 16,4 \text{ MPa} \quad (3.48)$$

$$p_2 = \frac{F}{S_2} = \frac{F}{d \cdot 2 \cdot t} = \frac{2943}{10 \cdot 2 \cdot 6} = 24,5 \text{ MPa} \quad (3.49)$$

S_1 a S_2 - průřezy skutečných stykových ploch do roviny

$p_1, p_2 < p_D$ Čep na otláčení vyhovuje.

Kontrola čepu na smyk:

$$\tau_s = \frac{\frac{F}{2}}{S} = \frac{\frac{F}{2}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{\frac{2943}{2}}{\frac{\pi \cdot 10^2}{4}} = 18,7 \text{ MPa} \quad (3.50)$$

$\tau_s < \tau_D$ Čep na smyk vyhovuje.

Kontrola ohybového napětí v čepu:

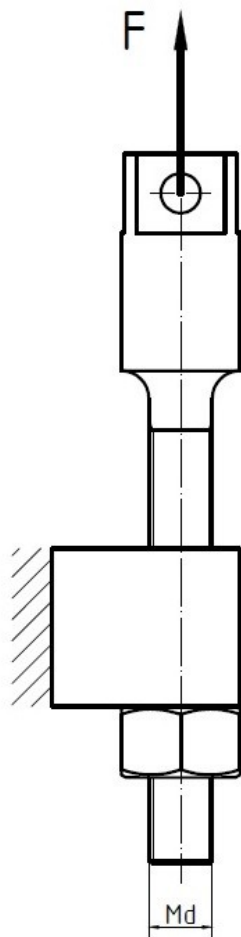
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{t}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{\frac{2943}{2} \cdot \left(\frac{18}{2} + \frac{6}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot 10^3}{32}} = 180 \text{ MPa} \quad (3.51)$$

$\sigma_o < \sigma_D$ Čep na ohybové napětí vyhovuje.

3.3 Kontrola šroubů

VÝPOČET TUHOSTI STAVĚCÍHO ŠROUBU

Výpočet [2] se provádí pro stavěcí šroub řetězu, (Obr. 3.5) který slouží k jeho napínání. Šroub je zatěžován mýjivým charakterem zatížení.



Obr. 3.5 Schéma stavěcího šroubu

$$\text{Zatěžující síla: } F = F_k + F_Q = 981 + 4905 = 5\,886 \text{ N} \quad (3.52)$$

Hmotnost konstr. horních vidlí:

$$m_k = 100\text{kg} \Rightarrow F_k = m_k \cdot g = 100 \cdot 9,81 = 981\text{N} \quad (3.53)$$

Maximální hmotnost nákladu horních vidlí:

$$m_Q = 500\text{kg} \Rightarrow F_Q = m_Q \cdot g = 500 \cdot 9,81 = 4905 \text{ N} \quad (3.54)$$

Mýjivý charakter zatížení $\Rightarrow R=0$; $\sigma_a = \sigma_m$

$\phi = 5$ – součinitel snížení meze únavy závitu [2]

$k_D = 2$ – součinitel dynamické bezpečnosti

Výpočet minimálního průměru šroubu

$$k_D = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_a + \psi_\sigma^* \cdot \sigma_m} \quad (3.55)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_c^*}{k_D \cdot (1 + \psi_\sigma^*)} = \frac{35}{2 \cdot (1 + 0,024)} = 17,7 \text{ MPa} \quad (3.56)$$

$$\sigma_c = 0,35 \cdot R_m = 0,35 \cdot 500 = 175 \text{ MPa} \quad (3.57)$$

$$\sigma_c^* = \frac{\sigma_c}{\phi} = \frac{175}{5} = 35 \text{ MPa} \quad (3.58)$$

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot R_m \cdot 10^{-4} = 0,02 + 2 \cdot 500 \cdot 10^{-4} = 0,12 \quad (3.59)$$

$$\psi_\sigma^* = \frac{\psi_\sigma}{\phi} = \frac{0,12}{5} = 0,024 \quad (3.60)$$

$$\sigma_{th} = 2 \cdot \sigma_a = 2 \cdot 17,1 = 34,2 \text{ MPa} \quad (3.61)$$

$$\sigma_{th} = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad (3.62)$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \sigma_{th}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5886}{\pi \cdot 34,2}} = 14,8 \text{ mm} \quad (3.63)$$

Nejbližší vyšší normalizovaný malý průměr závitu: $\phi d_3 = 16,933 \text{ mm} \Rightarrow$ je volen šroub M20. [1]

3.4 Kontrola konstrukce horních vidlí

PEVNOSTNÍ ANALÝZA KONSTRUKCE HORNÍCH VIDLÍ

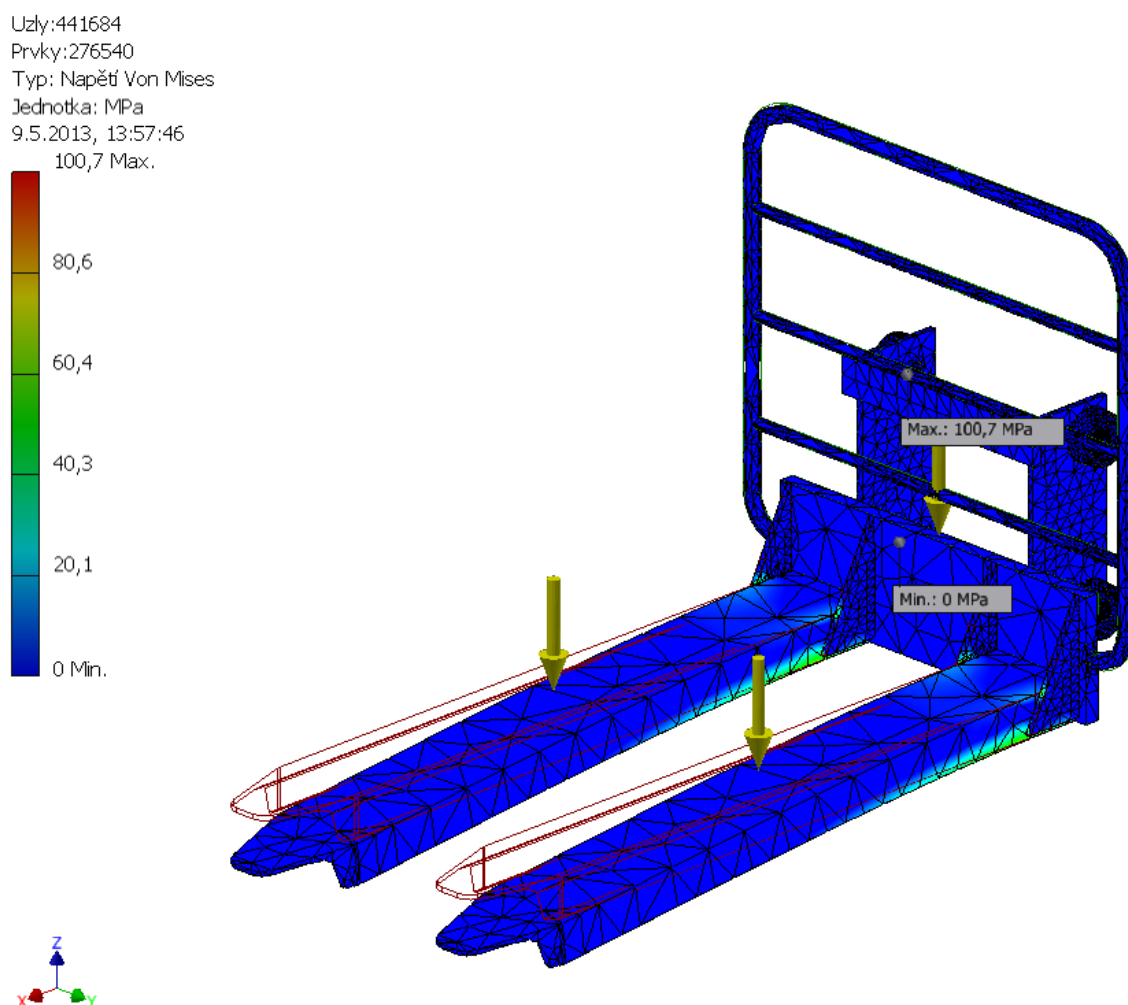
S ohledem na složitost konstrukce a množství prvků, byl proveden výpočet konstrukce horních vidlí pomocí metody konečných prvků (MKP). Model této konstrukce byl vytvořen v počítačovém programu Autodesk Inventor Professional 2013, pomocí něhož byla provedena pevnostní analýza. Deformačně-pevnostní analýza umožní ověřit vlastnosti a chování navrhované konstrukce horních vidlí. Současně zkontroluje čepy vodících kol, svary a zpevnění výztuhami v místě připojení vidlí k opěrnému rámu. Dále také průhyb nosných vidlí z U-profilu UPN160 při maximálním zatížení.

Pro výpočet bylo nutné do programu zadat okrajové podmínky, mezi které patří velikost a umístění zatěžující síly. A jelikož se nejedná o rozměrově zanedbatelné těleso, bylo vhodné zadat také směr orientace gravitace. Zatěžující sílu vyjadřuje maximální

dovolená nosnost konstrukce horních vidlí $m_Q = 500 \text{ kg} \Rightarrow F \doteq 5000\text{N}$. Dále bylo jako okrajové podmínky nutno určit materiály součástí a zadat dotyky. V tomto případě jsou všechny dotyky vázané, jelikož se jedná o svařovanou konstrukci. Minimální hodnota součinitele bezpečnosti je stanovena na hodnotu $k_{\min}=2$. Výsledky analýzy jsou znázorněny na Obr. 3.6-3.8.

Výsledky pevnostní analýzy:

a) Napětí Von Mises

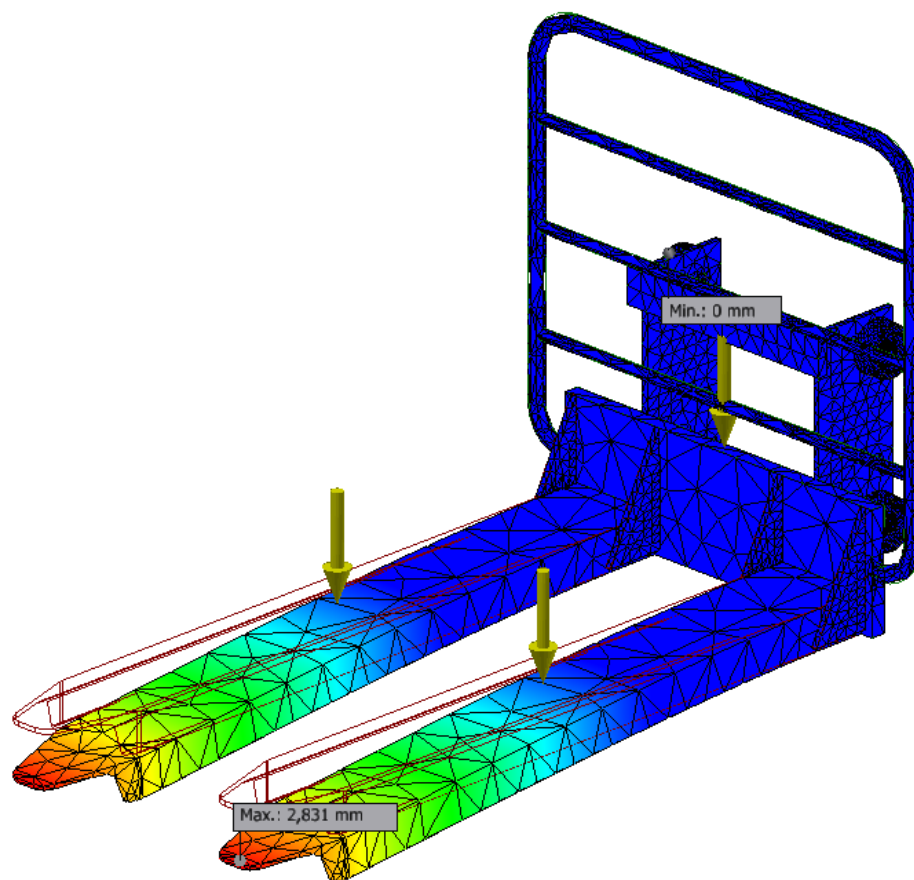
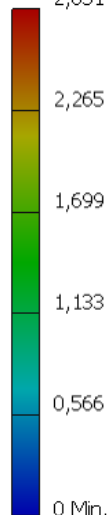


Obr. 3.6 Pevnostní analýza – napětí Von Mises

Z Obr. 4.6 je patrné, že nejvyšší naměřené napětí typu Von Mises je $\sigma=100,7 \text{ MPa}$. Vzhledem k tomu, že tato hodnota byla zjištěna v oblasti čepu pojezdového kola, který je uvažován z materiálu 12 050.1 s hodnotou meze kluzu $R_e=305\text{MPa}$, [1] je tato hodnota vyhovující. Ostatní součásti této konstrukce jsou navrženy z materiálu 11 523.1 s hodnotou meze kluzu $R_e=333\text{MPa}$. [1] Tato hodnota je rovněž vyhovující.

b) Posunutí

Uzly: 441684
Prvky: 276540
Typ: Posunutí
Jednotka: mm
9.5.2013, 13:57:57
2,831 Max.

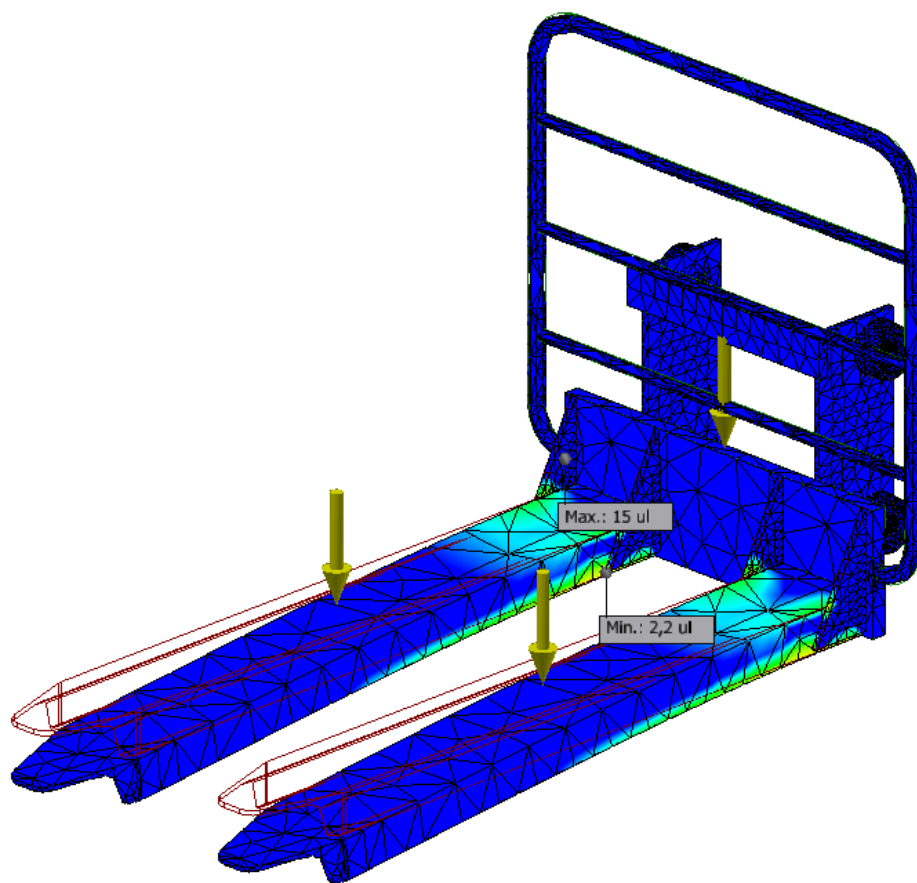
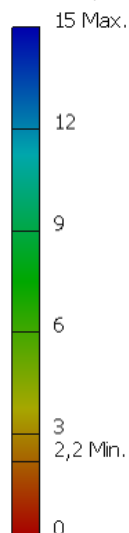


Obr. 3.7 Pevnostní analýza – posunutí

Maximální hodnota posunutí byla podle předpokladů indikována na koncích nosných vidlí. Tato výsledná hodnota posunutí 2,831 mm se může zdát vysoká, avšak vezmeme-li v úvahu délku vidlí $l=1200\text{mm}$, je tato hodnota uspokojivá.

c) Součinitel bezpečnosti

Uzly:441684
Prvky:276540
Typ: Součinitel bezpečnosti
Jednotka: ul
9.5.2013, 13:57:56



Obr. 3.8 Pevnostní analýza – součinitel bezpečnosti

Zde je nejdůležitější minimální hodnota součinitele o velikosti $k=2,2$. Porovnáme-li tuto hodnotu s minimální dovolenou $k_{\min}=2$, zjistíme, že konstrukce na bezpečnost vyhovuje.

4 USTAVENÍ A ÚDRŽBA STROJE

4.1 Ustavení stroje

Po skončení pracovní činnosti zvedák postavíme na rovnou plochu a spustíme horní vidle do spodní polohy. Následně se odpojí hydraulické tlakové hadice. Poté je zvedák odpojen od třibodového uchycení traktoru. Pro dlouhodobé nevyužívání je zvedák vhodné ustavit do suchého prostředí a provést očištění stroje a následné namazání určených ploch.

4.2 Údržba stroje

Před použitím je nutné zkontrolovat:

- správné připojení zvedáku k třibodovému závěsu včetně připojení tlakových hadic rychlospojkami
- zajištění všech čepů
- upevnění řetězu
- dotažení všech šroubů
- namazání vodících ploch a vodících kol horních vidlí
- namazání pístnice hydraulického válce
- namazání nosného řetězu
- celková vizuální kontrola

Kontroly za provozu:

- vizuální kontrola
- hlučnost
- vibrace

5 ZÁVĚR

Paletový zvedák za traktor byl navrhnout dle zadaných parametrů. Byla vypracována rešerše v oblasti konvenčně používaných řešení. Vyřešena byla také podmínka možnosti převozu palet ve dvou patrech. Jako zdvihací prvek byl vybrán hydraulický válec, který přes kladku a řetěz zvedá konstrukci horních vidlí. Zvedání spodních vidlí bylo vyřešeno naklopením celého zvedáku, směrem na traktor, pomocí tříbodového závěsu traktoru.

Kontrolními výpočty byla ověřena správnost návrhu určených součástí zvedáku. Využitím pevnostní analýzy byla zkontrolována navrhnutá konstrukce horních vidlí. Pro její vyztužení byly mezi vidle a opěrnou konstrukci přivařeny výztuhy, aby celou konstrukci zpevnily. Pevnostní analýzou bylo zjištěno, že toto řešení je vhodné. Pro výpočty nebyly některé hodnoty zjistitelné, vycházel jsem proto ze zkušeností s již vyrobeným zvedákem obdobné konstrukce.

V příloze je zpracována výkresová dokumentace, součástí které je sestavný výkres paletového zvedáku, dále výrobní výkres konstrukce rámu a výrobní výkres konstrukce horních vidlí. Cíle bakalářské práce jsou splněny.

6 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

Knihy a příručky:

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Albra - Pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2003., ISBN 80-86490-74-2.
- [2] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1.vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 130s., ISBN 978-80-248-1860-3.

Internet:

- [3] Vysokozdvihný vozík. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Vysokozdvi%C5%BEn%C3%BD_voz%C3%ADk
- [4] Nízkozdvižný vozík. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Paletov%C3%BD_voz%C3%ADk
- [5] Europaleta. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Europaleta>
- [6] Vyhláška Ministerstva dopravy a spojů. In: 341/2002. 2002. Dostupné z: <http://www.autoskolalunda.cz/VYHLASKY/vyhlaska341-2002.htm>
- [7] Mátl a Bula. NOSNÉ VIDLE PRO PŘIVAŘENÍ [online]. 2010 [cit. 2013-05-09]. Dostupné z: <http://www.matl-bula.cz/p/nosne-vidle-pro-privareni> =
- [8] Katalog řetězů. Moravian chains [online]. 2012 [cit. 2013-05-09]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/valeckove-retezy/retezy-zesilene/>
- [9] Zetor Major. Zetor [online]. 2011 [cit. 2013-05-09]. Dostupné z: <http://www.zetor.cz/zetor-major>
- [10] Mill type cilinder. Bosch Rexroth [online]. 2009 [cit. 2013-05-09]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=EN&DisplayType=tile&Region=none&VHist=Start,p537326,p537327&PageID=p537595>

Použitý software:

Microsoft Office Word 2007

Microsoft Office PowerPoint 2007

Autodesk Inventor Professional 2013

7 SEZNAM PŘÍLOH

	NÁZEV:	ČÍSLO VÝKRESU:	FORMÁT:
PŘÍLOHA A:	Sestavný výkres - Paletový zvedák	PAL0058-SB3KVS02	A1
PŘÍLOHA B:	Výrobní výkres - Rám	PAL0058-SB3KVS02-01	A2
PŘÍLOHA C:	Výrobní výkres – Horní vidle	PAL0058-SB3KVS02-02	A2
PŘÍLOHA D:	Datový nosič CD		

Děkuji Ing. Tomáši Kubínovi, Ph.D. za odborné vedení a cenné rady poskytnuté
při zpracování bakalářské práce.